

明 細 書

回転式流体機械

技術分野

- [0001] 本発明は、回転式流体機械に関し、特に、軸方向力の抑制対策に係るものである。

背景技術

- [0002] 従来より、流体機械には、特許文献1に開示されているように、環状のシリンダ室を有するシリンダと、該シリンダ室に収納されて偏心回転運動をする環状のピストンとを有する偏心回転形のピストン機構を備えた圧縮機がある。そして、上記流体機械は、ピストンの偏心回転運動に伴うシリンダ室の容積変化によって冷媒を圧縮している。

特許文献1:特開平6-288358号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

- [0003] しかしながら、従来の流体機械は、モータに連結された1つのピストン機構のみを備えているので、駆動軸の軸方向の流体圧力を受ける部材が必要となっていた。つまり、従来の流体機械におけるピストンは、圧縮された流体圧力によってシリンダに押圧される。この結果、ピストンとシリンダとの間の摺動損失が大きく、効率が悪いという問題があった。

- [0004] 本発明は、斯かる点に鑑みてなされたものであり、軸方向の流体圧力を低減し、摺動損失を小さくして効率の向上を図ることを目的とするものである。

課題を解決するための手段

- [0005] 図1に示すように、第1発明は、環状のシリンダ室(50)を有するシリンダ(21)と、該シリンダ(21)に対して偏心してシリンダ室(50)に収納され、シリンダ室(50)を外側の作動室(51)と内側の作動室(52)とに区画する環状のピストン(22)と、上記シリンダ室(50)に配置され、各作動室(51, 52)を高圧側と低圧側とに区画するブレード(23)とを有し、上記ピストン(22)及びシリンダ(21)の何れか一方が固定側の共働部材(22)

に構成され、他方が可動側の共働部材(21)に構成されて可動側の共働部材(21)が固定側の共働部材(22)に対して回転する第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とを備えている。そして、上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とは、仕切板(2c)を挟んで隣り合うように配置されている。加えて、上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)との2つの可動側の共働部材(21)又は2つの固定側の共働部材(22)は、仕切板(2c)の片側と他の片側とにそれぞれ形成されている。

[0006] 上記第1の発明では、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とが駆動すると、可動側の共働部材(21)が固定側の共働部材(22)に対して回転し、作動(51, 52)の容積が変化し、流体の圧縮又は膨張が行われる。

[0007] また、第2の発明は、上記第1の発明において、上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)におけるシリンダ室(50)の内側の作動室(52)が低段側圧縮室に構成され、上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)におけるシリンダ室(50)の外側の作動室(51)が低段側圧縮室で圧縮された流体を更に圧縮する高段側圧縮室に構成されている。

[0008] 上記第2の発明では、上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)において、流体がそれぞれ2段圧縮される。

[0009] また、第3の発明は、上記第1の発明において、上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)におけるシリンダ室(50)の外側の作動室(51)が圧縮室に構成され、上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)におけるシリンダ室(50)の内側の作動室(52)が膨張室に構成されている。

[0010] 上記第3の発明では、上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)において、流体の圧縮と膨張とがそれぞれ行われる。

[0011] また、第4の発明は、上記第1の発明において、上記仕切板(2c)が第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)の共働部材(21)の鏡板(26)を兼用している。

[0012] また、第5の発明は、上記第1の発明において、隣り合う第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)の共働部材(21)が、それぞれ別個の鏡板(26)を備え、上記仕切板(2c)が、両回転機構(2F, 2S)の共働部材(21)の鏡板(26)によって構成されている。

[0013] また、第6の発明は、上記第1の発明において、上記両回転機構(2F, 2S)の可動

側の共働部材(21)が駆動軸(33)に連結され、上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とには、共働部材(21, 22)の駆動軸(33)の軸方向位置を調整するためのコンプライアンス機構(60)が設けられている。

[0014] 上記第6の発明では、軸方向のコンプライアンス機構(60)によって、共働部材(21, 22)の先端からの漏れが防止される。

[0015] また、第7の発明は、上記第1の発明において、上記両回転機構(2F, 2S)の可動側の共働部材(21)が駆動軸(33)に連結され、上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とには、共働部材(21)の駆動軸(33)の直交方向位置を調整するためのコンプライアンス機構(60)が設けられている。

[0016] 上記第7の発明では、直交方向のコンプライアンス機構(60)によって、各共働部材(21)の径方向の隙間が個別に最小に調整される。

[0017] また、第8の発明は、上記第1の発明において、上記両回転機構(2F, 2S)の可動側の共働部材(21)が駆動軸(33)に連結され、該駆動軸(33)には、隣り合う第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とにおける共働部材の鏡板(26)の間に位置してバランスウェイト(75)が設けられている。

[0018] 上記第8の発明では、バランスウェイト(75)によって共働部材(21)の回転によるアンバランスが解消される。

[0019] また、第9の発明は、上記第1の発明において、上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とが90度の回転位相差が生じるように設定されている。

[0020] 上記第9の発明では、駆動軸(33)の1回転で4回の吐出が行われ、トルク変動抑制される。

[0021] また、第10の発明は、上記第1の発明において、上記両回転機構(2F, 2S)のピストン(22)は、円環の一部が分断された分断部を有するC型形状に形成されている。更に、上記両回転機構(2F, 2S)のブレード(23)は、シリンダ室(50)の内周側の壁面から外周側の壁面まで延び、ピストン(22)の分断部を挿通して設けられている。加えて、上記ピストン(22)の分断部には、ピストン(22)とブレード(23)とに面接触する揺動ブッシュがブレード(23)の進退が自在で、且つブレード(23)のピストン(22)との相対的揺動が自在に設けられている。

[0022] 上記第10の発明では、ブレード(23)が揺動ブッシュ(27)の間で進退動作を行い、かつ、ブレード(23)と揺動ブッシュ(27)が一体的になって、ピストン(22)に対して揺動動作を行う。これによって、シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に揺動しながら回転し、各回転機構(2F, 2S)が所定の圧縮等の動作を行う。

発明の効果

[0023] したがって、本発明によれば、2つの回転機構(2F, 2S)における共働部材(21)の鏡板(26)の両側に作動室(51, 52)を形成するようにしたために、2つの共働部材(21)に作用する流体圧力をキャンセルすることができる。共働部材(21)の回転に伴う摺動部の損失を低減することができ、効率の向上を図ることができる。

[0024] また、第4の発明によれば、上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)の共働部材(21)の鏡板(26)が一体に形成されているので、共働部材(21)の傾き(転覆)を防止することができ、円滑な動作を可能とすることができる。

[0025] また、第5の発明によれば、上記第1回転機構(2F)のシリンダ(21)と第2回転機構(2S)の共働部材(21)とを別個に構成しているので、スラスト損失が生じることなく、個別に動作させることができる。

[0026] また、第6の発明によれば、軸方向のコンプライアンス機構(60)を設けているので、共働部材(21, 22)の先端からの漏れを確実に防止することができる。特に、2つの回転機構(2F, 2S)を設けているので、上記コンプライアンス機構(60)の簡略化を図ることができ、共働部材(21, 22)の先端の隙間を小さくすることができる。

[0027] また、第7の発明によれば、駆動軸(33)と直交方向のコンプライアンス機構(60)を設けているので、第1回転機構(2F)の共働部材(21)と第2回転機構(2S)の共働部材(21)とが互いに径方向に移動し、各共働部材(21)の径方向の隙間が個別に最小に調整される。この結果、スラスト損失が生ずることなく、各共働部材(21)の径方向の隙間を小さくすることができる。

[0028] また、第8の発明によれば、バランスウエイト(75)を設けているので、偏心した共働部材(21)の回転によるアンバランスを解消することができる。

[0029] また、上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)との間にバランスウエイト(75)を設けているので、駆動軸(33)の撓みを防止することができる。

[0030] また、第9の発明によれば、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とが90度の位相差をもって回転するので、駆動軸(33)の1回転で4回の吐出が行われることから、トルク変動を大きく抑制することができる。

[0031] また、第10の発明によれば、ピストン(22)とブレード(23)とを連結する連結部材として揺動ブッシュ(27)を設け、揺動ブッシュ(27)がピストン(22)及びブレード(23)と実質的に面接触をするように構成しているので、運転時にピストン(22)やブレード(23)が摩耗したり、その接触部が焼き付いたりするのを防止できる。

[0032] また、上記揺動ブッシュ(27)を設け、揺動ブッシュ(27)とピストン(22)及びブレード(23)とが面接触をするようにしているので、接触部のシール性にも優れている。このため、圧縮室(51)と膨張室(52)における冷媒の漏れを確実に防止することが出来、圧縮効率及び膨張効率の低下を防止することができる。

[0033] また、上記ブレード(23)がシリンダ(21)に一体的に設けられ、その両端でシリンダ(21)に保持されているので、運転中にブレード(23)に異常な集中荷重がかかったり、応力集中が起こったりしにくい。このため、摺動部が損傷したりしにくく、その点からも機構の信頼性を高められる。

図面の簡単な説明

[0034] [図1]図1は、本発明の実施形態1に係る圧縮機の縦断面図である。

[図2]図2は、圧縮機構を示す横断面図である。

[図3]図3は、圧縮機構の動作を示す横断面図である。

[図4]図4は、本発明の実施形態2に係る圧縮機の縦断面図である。

[図5]図5は、本発明の実施形態3に係る圧縮機の縦断面図である。

[図6]図6は、本発明の実施形態4に係る圧縮機の縦断面図である。

[図7]図7は、本発明の他の実施形態に係るトルク変動を示す特性図である。

符号の説明

[0035]	1	圧縮機
	10	ケーシング
	20	圧縮機構
	2F	第1回転機構

2S	第2回転機構
21	シリンダ
22	ピストン
23	ブレード
24	外側シリンダ
25	内側シリンダ
27	揺動ブッシュ
30	電動機(駆動機構)
33	駆動軸
50	シリンダ室
51	外側圧縮室
52	内側圧縮室
60	コンプライアンス機構
71	ピン
75	バランスウエイト

発明を実施するための最良の形態

[0036] 以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

[0037] 〈発明の実施形態1〉

本実施形態は、図1～図3に示すように、本発明を圧縮機(1)に適用したものである。該圧縮機(1)は、例えば、冷媒回路に設けられている。

[0038] 上記冷媒回路は、例えば、冷房及び暖房の少なくとも何れかの運転を行うように構成されている。つまり、上記冷媒回路は、例えば、圧縮機(1)に熱源側熱交換器である室外熱交換器と膨張機構である膨張弁と利用側熱交換器である室内熱交換器とが順に接続されて構成されている。そして、上記圧縮機(1)で圧縮された冷媒は室外熱交換器で放熱した後、膨張弁で膨張する。この膨張した冷媒は室内熱交換器で吸熱して圧縮機(1)に戻る。この循環を繰り返し、室内熱交換器で室内空気を冷却する。

[0039] 上記圧縮機(1)は、ケーシング(10)内に、圧縮機構(20)と電動機(30)とが収納さ

れ、全密閉型に構成された回転式流体機械である。

[0040] 上記ケーシング(10)は、円筒状の胴部(11)と、この胴部(11)の上端部に固定された上部鏡板(12)と、胴部(11)の下端部に固定された下部鏡板(13)とから構成されている。上記上部鏡板(12)には、該鏡板(12)を貫通する吸入管(14)が設けられている。該吸入管(14)は、室内熱交換器に接続されている。また、上記胴部(11)には、該胴部(11)を貫通する吐出管(15)が設けられている。該吐出管(15)は、室外熱交換器に接続されている。

[0041] 上記電動機(30)は、ステータ(31)とロータ(32)とを備え、駆動機構を構成している。上記ステータ(31)は、圧縮機構(20)の下方に配置され、ケーシング(10)の胴部(11)に固定されている。上記ロータ(32)には駆動軸(33)が連結され、該駆動軸(33)がロータ(32)と共に回転するように構成されている。

[0042] 上記駆動軸(33)には、該駆動軸(33)の内部を軸方向にのびる給油路(図示省略)が設けられている。また、駆動軸(33)の下端部には、給油ポンプ(34)が設けられている。そして、上記給油路は、該給油ポンプ(34)から上方へ延びている。上記給油路は、ケーシング(10)内の底部に貯まる潤滑油を給油ポンプ(34)によって圧縮機構(20)の摺動部に供給している。

[0043] 上記駆動軸(33)には、上部に偏心部(35)が形成されている。上記偏心部(35)は、該偏心部(35)の上下の部分よりも大径に形成され、駆動軸(33)の軸心から所定量だけ偏心している。

[0044] 上記圧縮機構(20)は、回転機構を構成し、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とより構成されている。上記圧縮機構(20)は、ケーシング(10)に固定された上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)との間に構成されている。上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とは、上下が逆の構造に構成されているが、同一の構成に形成されている。そこで、上記第1回転機構(2F)を例として説明する。

[0045] 上記第1回転機構(2F)は、環状のシリンダ室(50)を有するシリンダ(21)と、該シリンダ室(50)内に配置されてシリンダ室(50)を外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)とに区画する環状のピストン(22)と、図2に示すように、外側圧縮室(51)及び内側圧縮室(52)を高圧側と低圧側とに区画するブレード(23)とを有している。上記ピストン(22)

は、シリンダ室(50)内でシリンダ(21)に対して相対的に偏心回転運動をするように構成されている。つまり、上記ピストン(22)とシリンダ(21)とは相対的に偏心回転する。本実施形態1では、シリンダ室(50)を有するシリンダ(21)が可動側の共働部材を構成し、シリンダ室(50)内に配置されるピストン(22)が固定側の共働部材を構成している。

[0046] 上記シリンダ(21)は、外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)を備えている。外側シリンダ(24)と内側シリンダ(25)は、下端部が鏡板(26)で連結されることにより一体化されている。そして、上記内側シリンダ(25)は、駆動軸(33)の偏心部(35)に摺動自在に嵌め込まれている。つまり、上記駆動軸(33)は、上記シリンダ室(50)を上下方向に貫通している。

[0047] 上記ピストン(22)は、上部ハウジング(16)と一体的に形成されている。また、上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)には、それぞれ、上記駆動軸(33)を支持するための軸受け部(18, 19)が形成されている。このように、本実施形態の圧縮機(1)は、上記駆動軸(33)が上記シリンダ室(50)を上下方向に貫通し、偏心部(35)の軸方向両側部分が軸受け部(18, 19)を介してケーシング(10)に保持される貫通軸構造となっている。

[0048] 上記第1回転機構(2F)は、ピストン(22)とブレード(23)とを相互に可動に連結する揺動ブッシュ(27)を備えている。上記ピストン(22)は、円環の一部分が分断されたC型形状に形成されている。上記ブレード(23)は、シリンダ室(50)の径方向線上で、シリンダ室(50)の内周側の壁面から外周側の壁面まで、ピストン(22)の分断箇所を挿通して延びるように構成され、外側シリンダ(24)と内側シリンダ(25)とに固定されている。上記揺動ブッシュ(27)は、ピストン(22)の分断部において、ピストン(22)とブレード(23)とを連結する連結部材を構成している。

[0049] 上記外側シリンダ(24)の内周面と内側シリンダ(25)の外周面は、互いに同一中心上に配置された円筒面であり、その間に1つのシリンダ室(50)が形成されている。上記ピストン(22)は、外周面が外側シリンダ(24)の内周面よりも小径で、内周面が内側シリンダ(25)の外周面よりも大径に形成されている。このことにより、ピストン(22)の外周面と外側シリンダ(24)の内周面との間に作動室である外側圧縮室(51)が形成さ

れ、ピストン(22)の内周面と内側シリンダ(25)の外周面との間に作動室である内側圧縮室(52)が形成されている。

[0050] 上記ピストン(22)とシリンダ(21)は、ピストン(22)の外周面と外側シリンダ(24)の内周面とが1点で実質的に接する状態(厳密にはミクロンオーダーの隙間があるが、その隙間での冷媒の漏れが問題にならない状態)において、その接点と位相が180°異なる位置で、ピストン(22)の内周面と内側シリンダ(25)の外周面とが1点で実質的に接するようになっている。

[0051] 上記揺動ブッシュ(27)は、ブレード(23)に対して吐出側に位置する吐出側ブッシュ(2a)と、ブレード(23)に対して吸込側に位置する吸入側ブッシュ(2b)とから構成されている。上記吐出側ブッシュ(2a)と吸入側ブッシュ(2b)は、いずれも断面形状が略半円形で同一形状に形成され、フラット面同士が対向するように配置されている。そして、上記吐出側ブッシュ(2a)と吸入側ブッシュ(2b)の対向面の間のスペースがブレード溝(28)を構成している。

[0052] このブレード溝(28)にはブレード(23)が挿入され、揺動ブッシュ(27)のフラット面がブレード(23)と実質的に面接触し、円弧状の外周面がピストン(22)と実質的に面接触している。揺動ブッシュ(27)は、ブレード溝(28)にブレード(23)を挟んだ状態で、ブレード(23)がその面方向にブレード溝(28)内を進退するように構成されている。同時に、揺動ブッシュ(27)は、ピストン(22)に対してブレード(23)と一体的に揺動するように構成されている。したがって、上記揺動ブッシュ(27)は、該揺動ブッシュ(27)の中心点を揺動中心として上記ブレード(23)とピストン(22)とが相対的に揺動可能となり、かつ上記ブレード(23)がピストン(22)に対して該ブレード(23)の面方向へ進退可能となるように構成されている。

[0053] なお、この実施形態では吐出側ブッシュ(2a)と吸入側ブッシュ(2b)とを別体とした例について説明したが、該両ブッシュ(2a, 2b)は、一部で連結することにより一体構造としてもよい。

[0054] 以上の構成において、駆動軸(33)が回転すると、外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)は、ブレード(23)がブレード溝(28)内を進退しながら、揺動ブッシュ(27)の中心点を揺動中心として揺動する。この揺動動作により、ピストン(22)とシリンダ(21)

との接触点が図3において(A)から(D)へ順に移動する。このとき、上記外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)は駆動軸(33)の周りを公転するが、自転はしない。

[0055] また、上記外側圧縮室(51)は、ピストン(22)の外側において、図3(C), (D), (A), (B)の順に容積が減少する。上記内側圧縮室(52)は、ピストン(22)の内側において、図3(A), (B), (C), (D)の順に容積が減少する。

[0056] 一方、上記第2回転機構(2S)は、第1回転機構(2F)と上下反対に形成され、ピストン(22)が下部ハウジング(17)と一体的に形成されている。つまり、上記第1回転機構(2F)のピストン(22)と第2回転機構(2S)のピストン(22)とは、上下逆の構造に形成されている。

[0057] 上記第2回転機構(2S)のシリンダ(21)は、外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)を備えている。外側シリンダ(24)と内側シリンダ(25)は、上端部が鏡板(26)で連結されることにより一体化されている。そして、上記内側シリンダ(25)は、駆動軸(33)の偏心部(35)に摺動自在に嵌め込まれている。

[0058] 上記第1回転機構(2F)のシリンダ(21)と第2回転機構(2S)のシリンダ(21)とは、一体に形成され、上記第1回転機構(2F)のシリンダ(21)の鏡板(26)と第2回転機構(2S)のシリンダ(21)の鏡板(26)とは1つの仕切板(2c)を形成している。つまり、上記仕切板(2c)は、上記第1回転機構(2F)のシリンダ(21)の鏡板(26)と第2回転機構(2S)のシリンダ(21)の鏡板(26)とを兼用し、上記仕切板(2c)の片面に第1回転機構(2F)のシリンダ(21)が形成され、上記仕切板(2c)の他の片面に第2回転機構(2S)のシリンダ(21)が形成されている。

[0059] 上記上部ハウジング(16)には、上部カバープレート(40)が設けられ、下部ハウジング(17)には、下部カバープレート(41)が設けられている。そして、上記ケーシング(10)内において、上部カバープレート(40)の上方が吸入空間(4a)に形成され、下部カバープレート(41)の下方が吐出空間(4b)に形成されている。上記吸入空間(4a)には、吸入管(14)の一端が開口し、上記吐出空間(4b)には、吐出管(15)の一端が開口している。

[0060] また、上記下部ハウジング(17)と下部カバープレート(41)との間には、第1チャンバ(4c)と第2チャンバ(4d)が形成される一方、上部ハウジング(16)と上部カバープレ

ート(40)との間には、第3チャンバ(4e)が形成されている。

[0061] 上記上部ハウジング(16)及び下部ハウジング(17)には、半径方向に長く且つ軸方向に貫通する縦孔(42)が形成されている。上記上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)とは、外側シリンダ(24)の外周に位置してポケット(4f)が形成されている。該ポケット(4f)は、上部ハウジング(16)の縦孔(42)を介して吸入空間(4a)に連通し、吸込圧の低圧雰囲気構成されている。また、上記ポケット(4f)と第1チャンバ(4c)とは下部カバープレート(41)の縦孔(42)を介して連通し、上記第1チャンバ(4c)が吸込圧の低圧雰囲気構成されている。

[0062] 上記上部ハウジング(16)及び下部ハウジング(17)の縦孔(42)は、図2において、ブレード(23)の右側に形成されている。上記縦孔(42)は、外側圧縮室(51)及び内側圧縮室(52)に開口して該外側圧縮室(51)及び内側圧縮室(52)と吸入空間(4a)とを連通している。

[0063] また、上記外側シリンダ(24)及びピストン(22)には、半径方向に貫通する横孔(43)が形成され、該横孔(43)は、図2において、ブレード(23)の右側に形成されている。上記外側シリンダ(24)の横孔(43)は、外側圧縮室(51)とポケット(4f)とを連通し、外側圧縮室(51)を吸入空間(4a)に連通している。また、上記ピストン(22)の横孔(43)は、内側圧縮室(52)と外側圧縮室(51)とを連通し、内側圧縮室(52)を吸入空間(4a)に連通している。そして、上記各縦孔(42)及び各横孔(43)がそれぞれ冷媒の吸入口を構成している。尚、冷媒の吸入口としては、縦孔(42)及び横孔(43)の何れか一方のみを形成するものであってもよい。

[0064] また、上記上部ハウジング(16)及び下部ハウジング(17)には吐出口(44)が形成されている。該吐出口(44)は、上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)とを軸方向に貫通している。上記2つの吐出口(44)の一端は外側圧縮室(51)の高圧側に臨み、他の2つの吐出口(44)の一端は内側圧縮室(52)の高圧側に臨むように開口している。つまり、上記吐出口(44)は、ブレード(23)の近傍に形成され、ブレード(23)に対して縦孔(42)とは反対側に位置している。一方、上記吐出口(44)の他端は、上記第2チャンバ(4d)又は第3チャンバ(4e)に連通している。そして、上記吐出口(44)の他端は、該吐出口(44)を開閉するリード弁である吐出弁(45)が設けられている。

- [0065] 上記第2チャンバ(4d)と第3チャンバ(4e)とは、上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)に形成された吐出通路(4g)によって連通し、上記第2チャンバ(4d)が吐出空間(4b)に連通している。
- [0066] 一方、上記外側シリンダ(24)及びピストン(22)の端面には、シールリング(6a, 6b)が設けられている。該外側シリンダ(24)のシールリング(6a)は、上部ハウジング(16)又は下部ハウジング(17)に押圧され、上記ピストン(22)のシールリング(6b)は、シリンダ(21)の鏡板(26)に押圧されている。これにより、上記シールリング(6a, 6b)は、シリンダ(21)の軸方向位置を調整するコンプライアンス機構(60)を構成し、ピストン(22)とシリンダ(21)と上部ハウジング(16)及び下部ハウジング(17)との間の軸方向隙間を縮小している。
- [0067] ー運転動作ー
次に、この圧縮機(1)の運転動作について説明する。
- [0068] 電動機(30)を起動すると、ロータ(32)の回転が駆動軸(33)を介して第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)の外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)に伝達される。そうすると、上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)において、ブレード(23)が揺動ブッシュ(27)の間で往復運動(進退動作)を行い、かつ、ブレード(23)と揺動ブッシュ(27)が一体的になって、ピストン(22)に対して揺動動作を行う。これによって、外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)がピストン(22)に対して揺動しながら公転し、第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)がそれぞれ所定の圧縮動作を行う。
- [0069] 具体的に、第1回転機構(2F)について説明すると、ピストン(22)が上死点にある図3(C)の状態から駆動軸(33)が右回りに回転すると、外側圧縮室(51)において、吸入行程が開始され、図3(D)、図3(A)、図3(B)の状態へ変化し、外側圧縮室(51)の容積が増大し、冷媒が縦孔(42)及び横孔(43)を通して吸入される。
- [0070] 上記ピストン(22)が上死点にある図3(C)の状態において、1つの外側圧縮室(51)がピストン(22)の外側に形成される。この状態において、外側圧縮室(51)の容積がほぼ最大である。この状態から駆動軸(33)が右回りに回転し、図3(D)、図3(A)、図3(B)の状態へ変化するのに伴って外側圧縮室(51)は、容積が減少し、冷媒が圧縮される。該外側圧縮室(51)の圧力が所定値となって吐出空間(4b)との差圧が設定

値に達すると、外側圧縮室(51)の高圧冷媒によって吐出弁(45)が開き、高圧冷媒が吐出空間(4b)から吐出管(15)に流出する。

[0071] 一方、内側圧縮室(52)は、ピストン(22)が下死点にある図3(A)の状態から駆動軸(33)が右回りに回転すると、吸入行程が開始され、図3(B)、図3(C)、図3(D)の状態へ変化し、内側圧縮室(52)の容積が増大し、冷媒が縦孔(42)及び横孔(43)を通って吸入される。

[0072] 上記ピストン(22)が下死点にある図3(A)の状態において、1つの内側圧縮室(52)がピストン(22)の内側に形成される。この状態において、内側圧縮室(52)の容積がほぼ最大である。この状態から駆動軸(33)が右回りに回転し、図3(B)、図3(C)、図3(D)の状態へ変化するのに伴って内側圧縮室(52)は、容積が減少し、冷媒が圧縮される。該内側圧縮室(52)の圧力が所定値となって吐出空間(4b)との差圧が設定値に達すると、内側圧縮室(52)の高圧冷媒によって吐出弁(45)が開き、高圧冷媒が吐出空間(4b)から吐出管(15)に流出する。

[0073] また、上記第2回転機構(2S)においても第1回転機構(2F)と同様に圧縮動作が行われ、高圧冷媒が吐出空間(4b)から吐出管(15)に流出する。

[0074] このようにして上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とのそれぞれの外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)とにおいて圧縮された高圧冷媒は、室外熱交換器で凝縮する。上記凝縮した冷媒は、膨張弁において膨張した後、室内熱交換器で蒸発し、この低圧冷媒が外側圧縮室(51)及び内側圧縮室(52)に戻る。この循環動作が行われる。

[0075] また、上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)の圧縮動作中において、軸方向の冷媒圧力が作用することになるが、第1回転機構(2F)の軸方向の冷媒圧力と第2回転機構(2S)の軸方向の冷媒圧力が相殺される。つまり、上記第1回転機構(2F)の軸方向の冷媒圧力は、シリンダ(21)を下方に押圧し、上記第2回転機構(2S)の軸方向の冷媒圧力は、シリンダ(21)を上方に押圧する。この結果、2つのシリンダ(21)に作用する冷媒圧力がキャンセルされる。

[0076] ー実施形態1の効果ー

以上のように、本実施形態1によれば、2つのシリンダ(21)の鏡板(26)の両側に

外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)とを形成するようにしたために、2つのシリンダ(21)に作用する冷媒圧力をキャンセルすることができる。シリンダ(21)の回転に伴う摺動部の損失を低減することができ、効率の向上を図ることができる。

[0077] また、上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)のシリンダ(21)の鏡板(26)が一体に形成されているので、シリンダ(21)の傾き(転覆)を防止することができ、円滑な動作を可能とすることができる。

[0078] また、上記軸方向のコンプライアンス機構(60)を設けているので、シリンダ(21)の先端及びピストン(22)の先端からの漏れを確実に防止することができる。特に、2つの回転機構(2F, 2S)を設けているので、上記コンプライアンス機構(60)の簡略化を図ることができ、シリンダ(21)の先端及びピストン(22)の先端の隙間を小さくすることができる。

[0079] また、上記ピストン(22)とブレード(23)とを連結する連結部材として揺動ブッシュ(27)を設け、揺動ブッシュ(27)がピストン(22)及びブレード(23)と実質的に面接触をするように構成しているので、運転時にピストン(22)やブレード(23)が摩耗したり、その接触部が焼き付いたりするのを防止できる。

[0080] また、上記揺動ブッシュ(27)を設け、揺動ブッシュ(27)とピストン(22)及びブレード(23)とが面接触をするようにしているので、接触部のシール性にも優れている。このため、外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)における冷媒の漏れを確実に防止することが出来、圧縮効率の低下を防止することができる。

[0081] また、上記ブレード(23)がシリンダ(21)に一体的に設けられ、その両端でシリンダ(21)に保持されているので、運転中にブレード(23)に異常な集中荷重がかかったり、応力集中が起こったりしにくい。このため、摺動部が損傷したりしにくく、その点からも機構の信頼性を高められる。

[0082] 〈発明の実施形態2〉

本実施形態は、図4に示すように、実施形態1が上部ハウジング(16)をケーシング(10)に固定したのに代えて、上部ハウジング(16)を軸方向に移動可能に構成すると共に、下部カバープレート(41)の下方を吸入空間(4a)に構成したものである。

[0083] 具体的に、上部ハウジング(16)は、ケーシング(10)に軸方向(上下方向)に移動

自在に設けられている。また、上記上部ハウジング(16)は、下部ハウジング(17)の外周部に設けられたピン(70)に嵌め込まれ、該ピン(70)に沿って軸方向に移動する。

[0084] また、上記上部ハウジング(16)に取り付けられる上部カバープレート(40)は、中央部に筒部(71)が形成され、該筒部(71)は、支持板(72)の中央開口に移動自在に挿入されている。該支持板(72)は、円盤状に形成されて外周部がケーシング(10)に取り付けられている。これにより、軸方向のコンプライアンス機構(60)が構成されている。尚、上記上部カバープレート(40)の筒部(71)には、支持板(72)との間をシールするシールリング(73)が設けられている。

[0085] 一方、上記ケーシング(10)の胴部(11)には、吸入管(14)が接続され、上部鏡板(12)には、吐出管(15)が接続されている。そして、上記下部カバープレート(41)の下方が吸入空間(4a)に構成され、支持板(72)の上方が吐出空間(4b)に構成されている。

[0086] また、上記実施形態1の第1チャンバ(4c)は省略され、上部カバープレート(40)と下部カバープレート(41)とのポケット(4f)が吸入空間(4a)に下部カバープレート(41)の縦孔(42)を介して連通している。尚、上部カバープレート(40)の縦孔(42)は、上面が閉鎖されている。

[0087] 上記上部カバープレート(40)と上部ハウジング(16)との間の第3チャンバ(4e)は、筒部(71)を介して吐出空間(4b)に連通する一方、上記下部カバープレート(41)と下部ハウジング(17)との間の第2チャンバ(4d)は、駆動軸(33)に形成された吐出通路(4g)を介して第3チャンバ(4e)に連通している。

[0088] 尚、実施形態1の吐出通路(4g)は省略される一方、駆動軸(33)の下端は、軸受け部材(74)を介してケーシング(10)に支持されている。つまり、実施形態1における上部ハウジング(16)の軸受け部(18)が省略されている。

[0089] したがって、本実施形態においても、駆動軸(33)が回転すると、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)の外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)で冷媒が圧縮される。その際、コンプライアンス機構(60)によってピストン(22)とシリンダ(21)と上部ハウジング(16)及び下部ハウジング(17)との間の軸方向隙間が最小に調整される。その他の構成、作用及び効果は実施形態1と同様である。

[0090] 〈発明の実施形態3〉

本実施形態は、図5に示すように、実施形態1が第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とのシリンダ(21)を一体に形成したのに代えて、第1回転機構(2F)のシリンダ(21)と第2回転機構(2S)のシリンダ(21)とを別個に形成したものである。

[0091] 上記第1回転機構(2F)のシリンダ(21)は、外側シリンダ(24)と内側シリンダ(25)とが鏡板(26)で連結されて形成されている。また、上記第2回転機構(2S)のシリンダ(21)は、第1回転機構(2F)と同様に、外側シリンダ(24)と内側シリンダ(25)とが鏡板(26)で連結されて形成されている。そして、上記第1回転機構(2F)のシリンダ(21)の鏡板(26)と第2回転機構(2S)のシリンダ(21)の鏡板(26)とは片面同士で摺動自在に接している。

[0092] 上記第1回転機構(2F)のシリンダ(21)の鏡板(26)と第2回転機構(2S)のシリンダ(21)の鏡板(26)とは仕切板(2c)を構成し、両鏡板(26)の間にシールリング(6c)が設けられている。該シールリング(6c)が軸方向のコンプライアンス機構(60)と軸方向に直交する径方向のコンプライアンス機構(60)とを構成している。

[0093] つまり、上記第1回転機構(2F)のシリンダ(21)と第2回転機構(2S)のシリンダ(21)とは、互いに径方向に移動するので、各シリンダ(21)の径方向の隙間が個別に最小に調整される。この結果、スラスト損失が生ずることなく、各シリンダ(21)の径方向の隙間を小さくすることができる。その際、上記第1回転機構(2F)の鏡板(26)と第2回転機構(2S)の鏡板(26)との間は、吸込圧の低圧に設定するか、又は低圧と吐出圧の高圧との間の中間圧に設定されている。

[0094] また、上記第1回転機構(2F)のシリンダ(21)と第2回転機構(2S)のシリンダ(21)とを別個に構成しているので、スラスト損失が生じることなく、個別に動作させることができる。その他の構成、作用及び効果は実施形態1と同様である。

[0095] 尚、上記第1回転機構(2F)の鏡板(26)と第2回転機構(2S)の鏡板(26)との間を吐出圧の高圧に設定した場合、2つのシリンダ(21)に作用する冷媒圧力は、キャンセルされない。

[0096] 〈発明の実施形態4〉

本実施形態は、図6に示すように、実施形態3が第1回転機構(2F)と第2回転機

構(2S)とのシリンダ(21)を別個に形成したのみであるのに代えて、バランスウエイト(75)を設けるようにしたものである。

[0097] 具体的に、上記バランスウエイト(75)は、駆動軸(33)の偏心部(35)に取り付けられている。そして、上記バランスウエイト(75)は、偏心部(35)の偏心方向とは反対方向に突出し、第1回転機構(2F)のシリンダ(21)の鏡板(26)と第2回転機構(2S)のシリンダ(21)の鏡板(26)との間に位置している。また、上記バランスウエイト(75)とは反対方向は、第1回転機構(2F)のシリンダ(21)の鏡板(26)と第2回転機構(2S)のシリンダ(21)の鏡板(26)との間に空間部が形成されている。

[0098] したがって、上記バランスウエイト(75)を設けているので、偏心したシリンダ(21)の回転によるアンバランスを解消することができる。

[0099] また、上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)との間にバランスウエイト(75)を設けているので、駆動軸(33)の撓みを防止することができる。

[0100] 尚、ピストン(22)の先端にはコンプライアンス機構(60)のシールリング(6b)が設けられている。その他の構成、作用及び効果は実施形態3と同様である。その際、上記第1回転機構(2F)の鏡板(26)と第2回転機構(2S)の鏡板(26)との間は、空間部を含めて吸込圧の低圧に設定するか、又は低圧と吐出圧の高圧との間の中間圧に設定されている。この結果、2つのシリンダ(21)に作用する冷媒圧力がキャンセルされる。

[0101] 尚、上記第1回転機構(2F)の鏡板(26)と第2回転機構(2S)の鏡板(26)の間を吐出圧の高圧に設定した場合、2つのシリンダ(21)に作用する冷媒圧力は、キャンセルされない。

[0102] 〈その他の実施形態〉

本発明は、上記実施形態1について、以下のような構成としてもよい。

[0103] 本発明は、シリンダ(21)を固定して固定側の共働部材とし、ピストン(22)を回転させる可動側の共働部材としてもよい。この場合、第1回転機構(2F)のピストン(22)と第2回転機構(2S)のピストン(22)が仕切板(2c)の両側に配置されることになる。

[0104] また、本発明は、第1回転機構(2F)のピストン(22)を固定側の共働部材とし、シリンダ(21)を可動側の共働部材とする一方、第1回転機構(2F)のシリンダ(21)を固定

側の共働部材とし、ピストン(22)を可動側の共働部材としてもよい。

[0105] また、本発明は、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とにおける可動側の共働部材の偏心方向を逆方向にしてもよい。つまり、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とが180度の位相差をもって回転するようにしてもよい。この場合、外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)との容積差によるトルク変動を小さくすることができる。

[0106] 更に、本発明は、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とにおける可動側の共働部材の偏心方向が90度の角度差を有するようにしてもよい。つまり、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とが90度の位相差をもって回転するようにしてもよい。

[0107] 具体的に、圧縮機(1)は、可動側の共働部材が偏心していることから、図7に示すように、トルク変動が生ずる。図7Aは、第1回転機構(2F)のみを設け、且つ外側圧縮室(51)のみを設けた場合のトルク変動である。この場合、吸入から吐出に亘り、大きくトルクが変動する。

[0108] 図7Bは、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とを設け、この2つの回転機構が外側圧縮室(51)のみを有し、且つ第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とが180度の位相差をもって回転する場合のトルク変動である。この場合、駆動軸(33)の1回転で2回の吐出が行われることから、図7Aの場合に比してトルク変動が抑制される。

[0109] 図7Cは、第1回転機構(2F)のみを設け、この第1回転機構(2F)が外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)とを有する場合のトルク変動である。この場合、実施形態1の図3に示すように、駆動軸(33)の1回転で2回の吐出が行われることから、図7Aの場合に比してトルク変動が抑制される。

[0110] 図7Dは、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とを設け、この第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)がそれぞれ外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)とを有し、且つ第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とが90度の位相差をもって回転する場合のトルク変動である。この場合、第1回転機構(2F)における外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)とで180度の位相差が有り、第2回転機構(2S)においても外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)とで180度の位相差がある。加えて、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とが90度の位相差をもって回転するので、駆動軸(33)の1回転で4回の吐出が行われることから、図7Aの場合に比してトルク変動が大きく抑制される。

[0111] 図7Eは、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とを設け、この第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)がそれぞれ外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)とを有し、且つ第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とが90度の位相差をもって回転する場合であって、吸込口である横孔(43)の位置を調整した場合のトルク変動である。この場合、上記図7Dよりさらにトルク変動が大きく抑制される。

[0112] また、本発明は、冷媒を2段圧縮するようにしてもよい。つまり、先ず、冷媒を第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)の内側圧縮室(52)に導き、1段目の圧縮を行う。つまり、内側圧縮室(52)が低段側圧縮室になる。その後、この圧縮した冷媒を第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)の外側圧縮室(51)に導き、2段目の圧縮を行って吐出する。つまり、外側圧縮室(51)が高段側圧縮室になる。このようにして冷媒を2段圧縮してもよい。

[0113] また、本発明は、冷媒の圧縮と膨張とを行うようにしてもよい。つまり、先ず、冷媒を第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)の外側作動室に導き、冷媒の圧縮を行う。つまり、外側作動室が圧縮室になる。その後、圧縮された冷媒を冷却した後、第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)の内側作動室に導き、冷媒を膨張させる。つまり、内側作動室が膨張室になる。その後、膨張した冷媒を蒸発させた後、第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)の外側作動室に導き、この動作を繰り返すようにしてもよい。

産業上の利用可能性

[0114] 以上説明したように、本発明は、シリンダ室内に2つの作動室を形成する回転式流体機械に有用であり、特に、2つの回転機構を有する回転式流体機械に適している。

請求の範囲

- [1] 環状のシリンダ室(50)を有するシリンダ(21)と、該シリンダ(21)に対して偏心してシリンダ室(50)に収納され、シリンダ室(50)を外側の作動室(51)と内側の作動室(52)とに区画する環状のピストン(22)と、上記シリンダ室(50)に配置され、各作動室(51, 52)を高圧側と低圧側とに区画するブレード(23)とを有し、上記ピストン(22)及びシリンダ(21)の何れか一方が固定側の共働部材(22)に構成され、他方が可動側の共働部材(21)に構成されて可動側の共働部材(21)が固定側の共働部材(22)に対して回転する第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とを備え、

上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とは、仕切板(2c)を挟んで隣り合うように配置され、

上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)との2つの可動側の共働部材(21)又は2つの固定側の共働部材(22)は、仕切板(2c)の片側と他の片側とにそれぞれ形成されている

ことを特徴とする回転式流体機械。

- [2] 請求項1において、

上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)におけるシリンダ室(50)の内側の作動室(52)は、低段側圧縮室に構成され、

上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)におけるシリンダ室(50)の外側の作動室(51)は、低段側圧縮室で圧縮された流体を更に圧縮する高段側圧縮室に構成されている

ことを特徴とする回転式流体機械。

- [3] 請求項1において、

上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)におけるシリンダ室(50)の外側の作動室(51)は圧縮室に構成され、

上記第1回転機構(2F)及び第2回転機構(2S)におけるシリンダ室(50)の内側の作動室(52)は膨張室に構成されている

ことを特徴とする回転式流体機械。

- [4] 請求項1において、

上記仕切板(2c)は、第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)の共働部材(21)の鏡板(26)を兼用している
ことを特徴とする回転式流体機械。

[5] 請求項1において、

上記隣り合う第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)の共働部材(21)は、それぞれ別個の鏡板(26)を備え、

上記仕切板(2c)は、両回転機構(2F, 2S)の共働部材(21)の鏡板(26)によって構成されている
ことを特徴とする回転式流体機械。

[6] 請求項1において、

上記両回転機構(2F, 2S)の可動側の共働部材(21)は、駆動軸(33)に連結され、

上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とには、共働部材(21, 22)の駆動軸(33)の軸方向位置を調整するためのコンプライアンス機構(60)が設けられている
ことを特徴とする回転式流体機械。

[7] 請求項1において、

上記両回転機構(2F, 2S)の可動側の共働部材(21)は、駆動軸(33)に連結され、

上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とには、共働部材(21)の駆動軸(33)の直交方向位置を調整するためのコンプライアンス機構(60)が設けられている
ことを特徴とする回転式流体機械。

[8] 請求項4において、

上記両回転機構(2F, 2S)の可動側の共働部材(21)は、駆動軸(33)に連結され、

該駆動軸(33)には、隣り合う第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とにおける共働部材の鏡板(26)の間に位置してバランスウエイト(75)が設けられている
ことを特徴とする回転式流体機械。

[9] 請求項1において、

上記第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とは、90度の回転位相差が生じるように設定されている

ことを特徴とする回転式流体機械。

[10] 請求項1において、

上記両回転機構(2F, 2S)のピストン(22)は、円環の一部分が分断された分断部を有するC型形状に形成され、

上記両回転機構(2F, 2S)のブレード(23)は、シリンダ室(50)の内周側の壁面から外周側の壁面まで延び、ピストン(22)の分断部を挿通して設けられる一方、

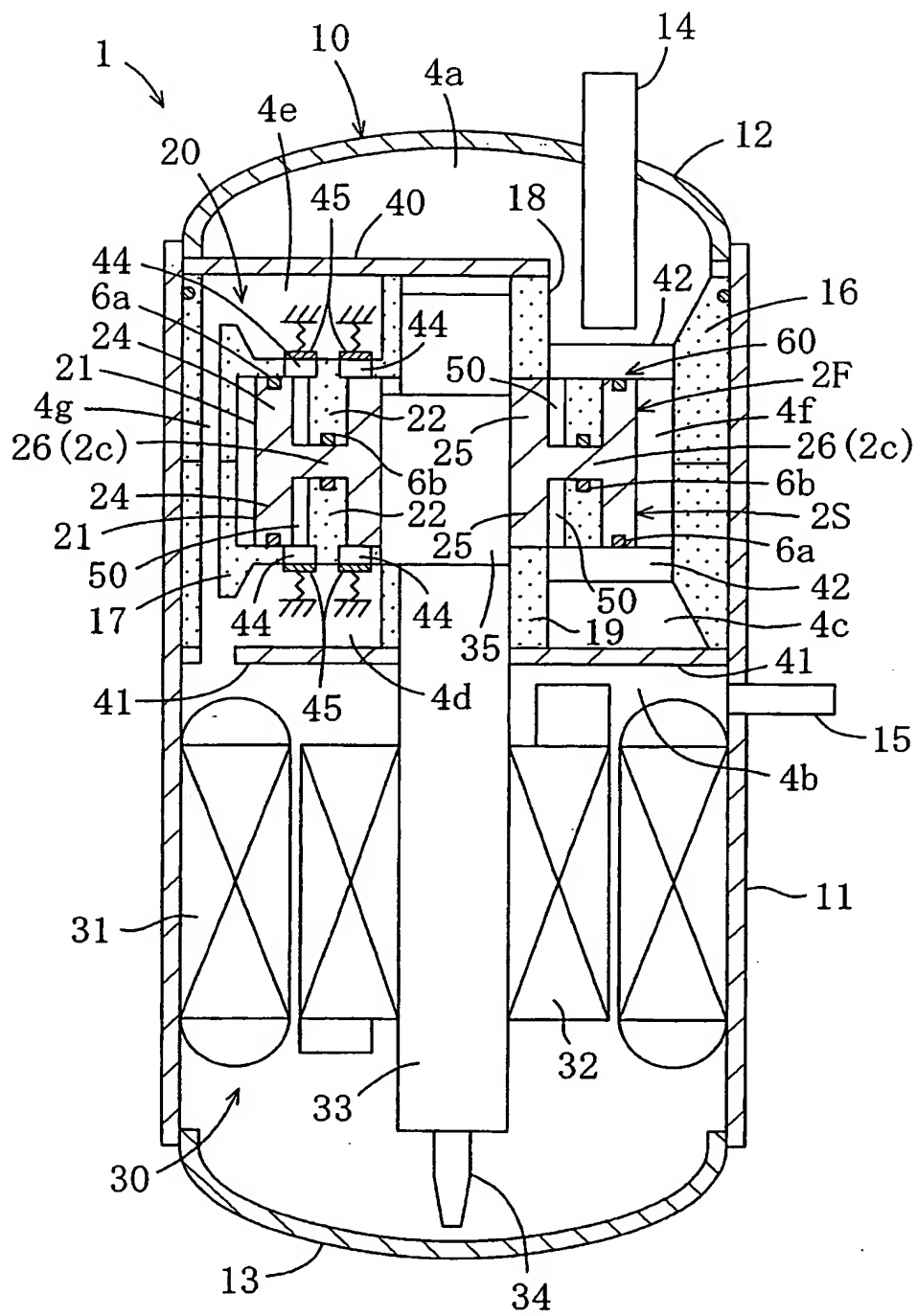
上記ピストン(22)の分断部には、ピストン(22)とブレード(23)とに面接触する揺動ブッシュがブレード(23)の進退が自在で、且つブレード(23)のピストン(22)との相対的揺動が自在に設けられている

ことを特徴とする回転式流体機械。

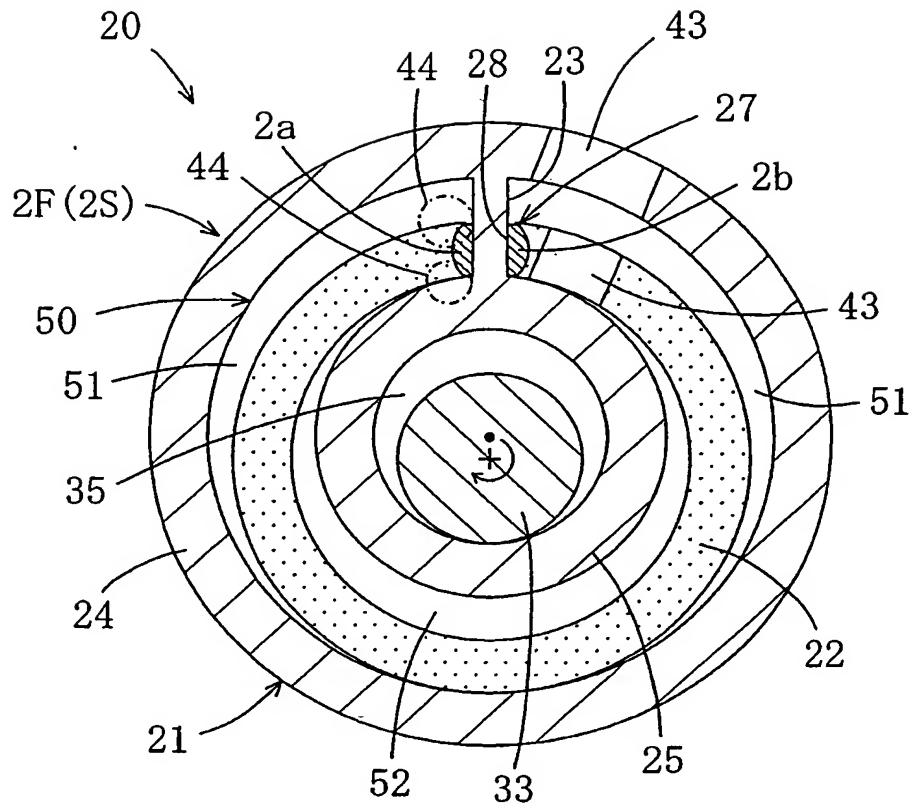
要 約 書

シリンダ室(50)を有するシリンダ(21)と、シリンダ(21)に対して偏心してシリンダ室(50)に収納され、シリンダ室(50)を外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)とに区画する環状のピストン(22)とを有し、ピストン(22)とシリンダ(21)がピストン(22)に対して回転する第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とを備えている。第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とは、仕切板(2c)を挟んで隣り合うように配置されている。第1回転機構(2F)のシリンダ(21)と第2回転機構(2S)のシリンダ(21)とは、仕切板(2c)の片側と他の片側とにそれぞれ形成されている。第1回転機構(2F)と第2回転機構(2S)とには、シリンダ(21)の間で生ずる駆動軸(33)の軸方向隙間を小さくするためのコンプライアンス機構(60)が設けられている。

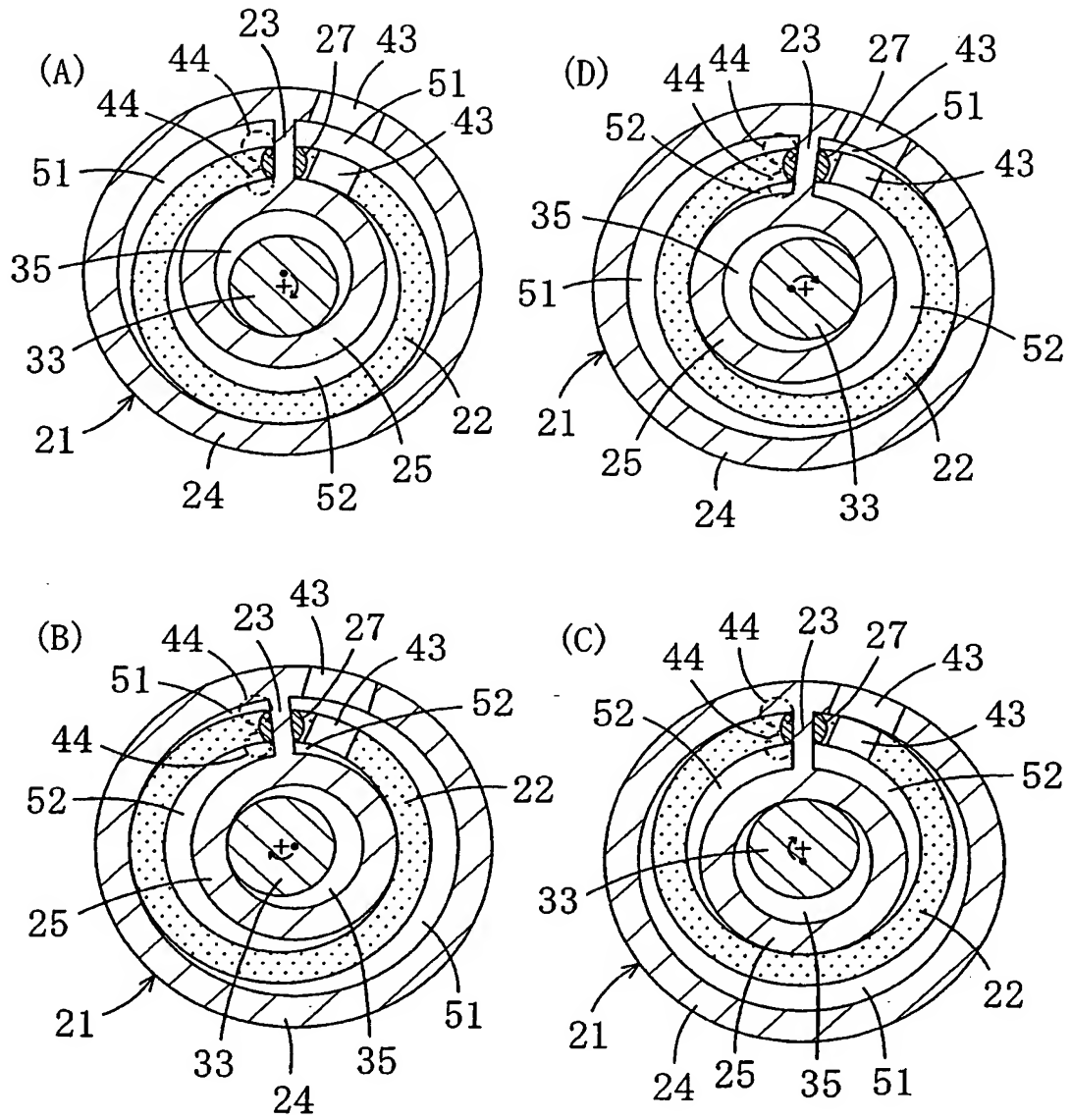
[図1]



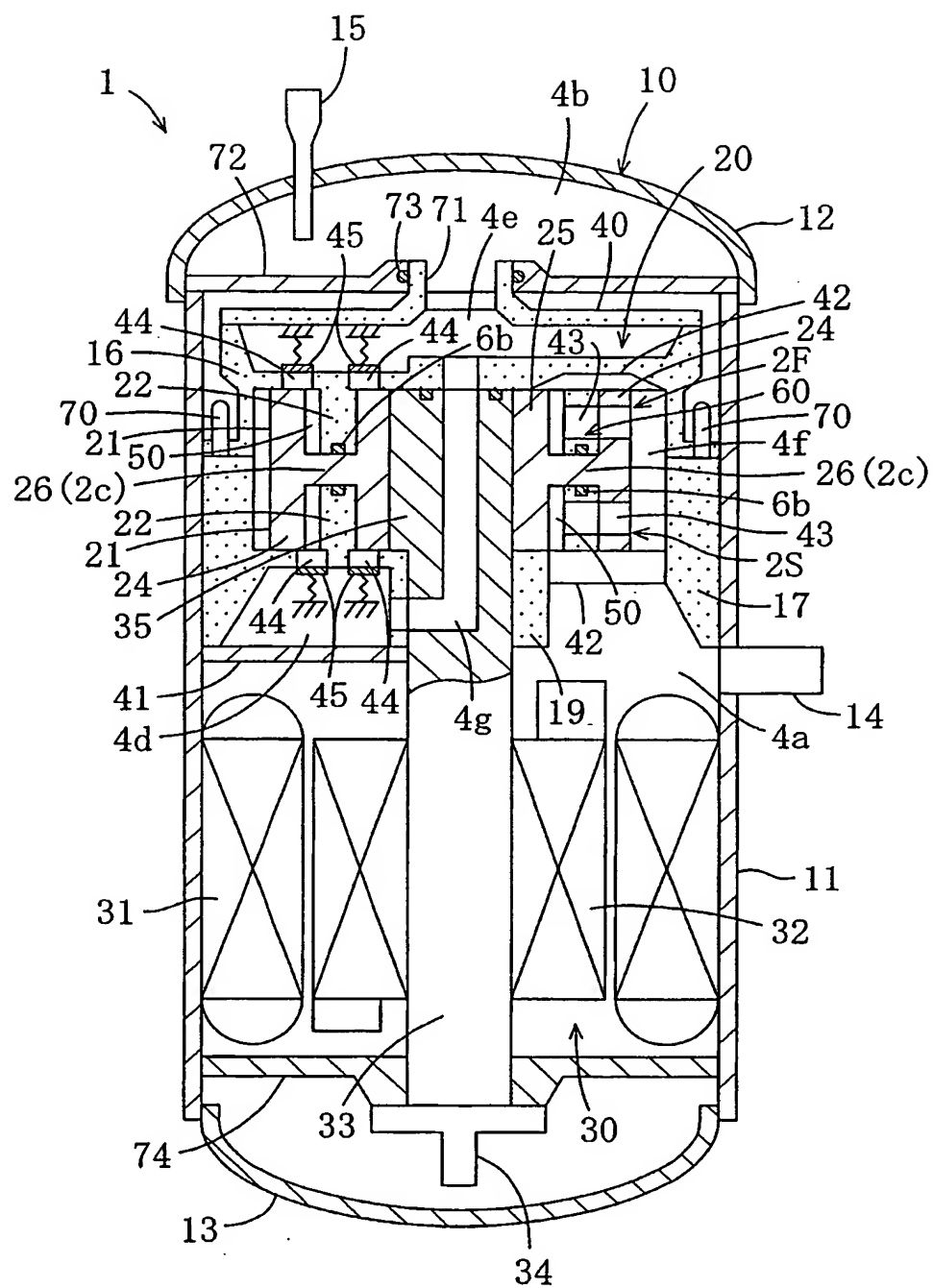
[図2]



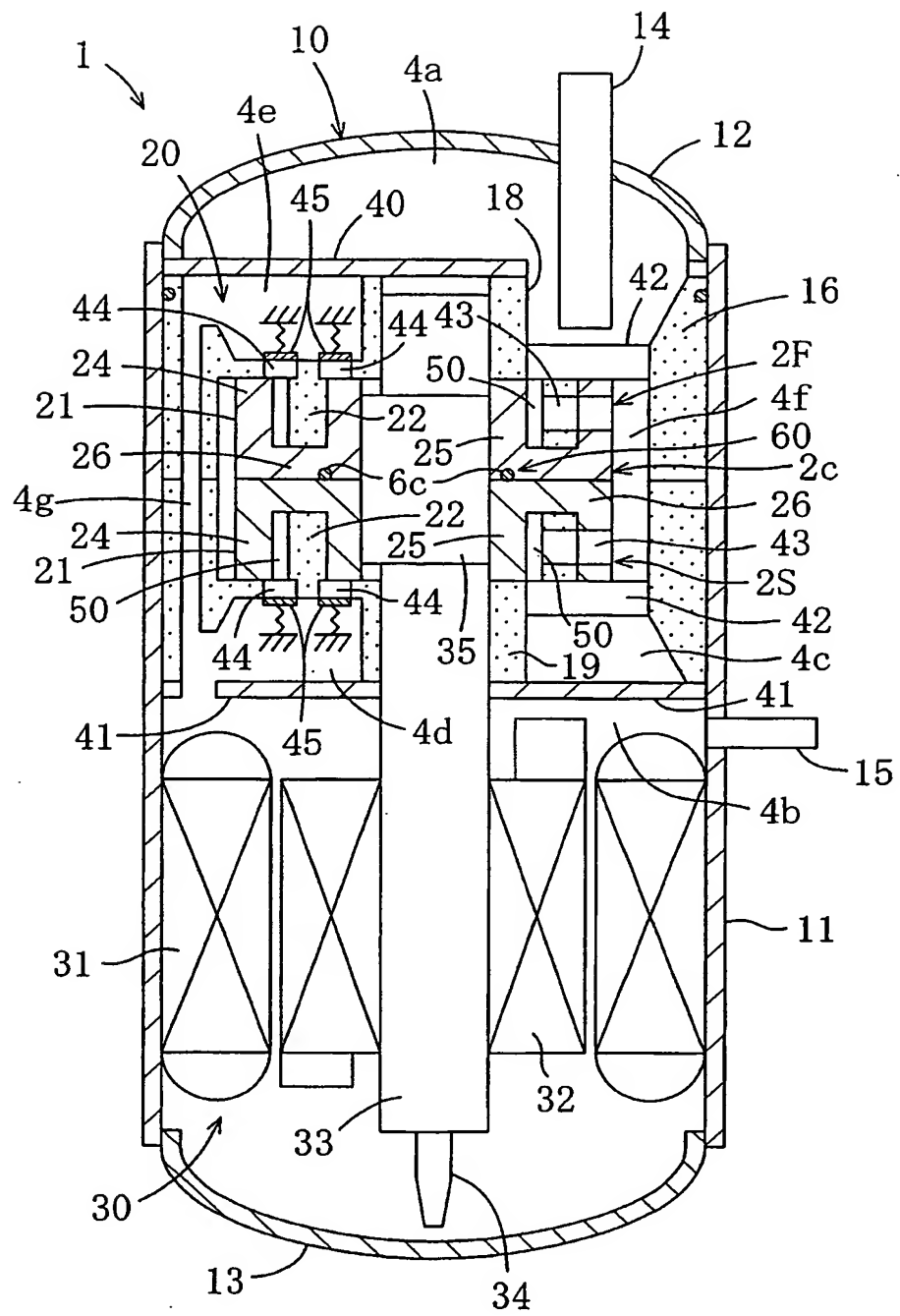
[図3]



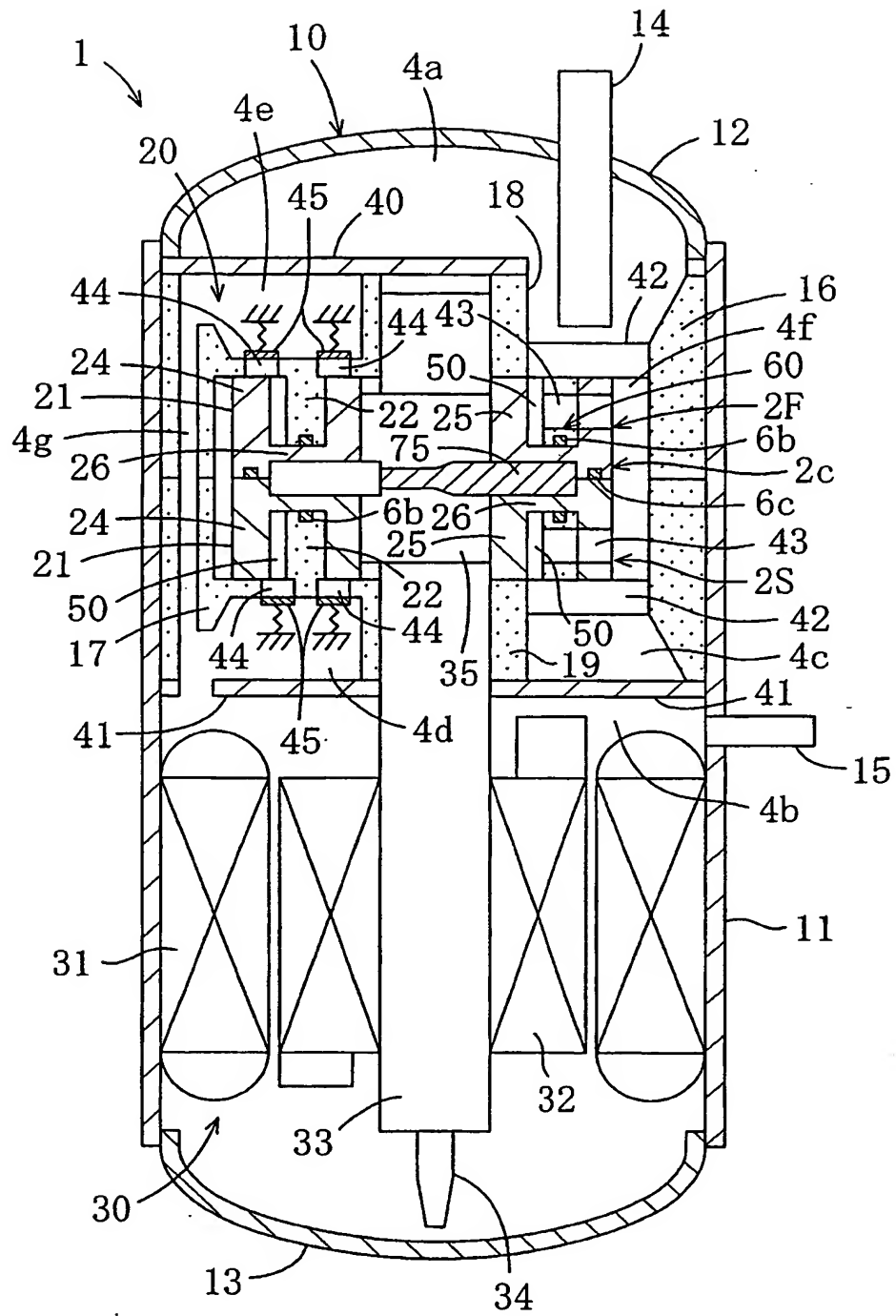
[図4]



[図5]



[図6]



[図7]

